



HAL
open science

Effet de l'amortissement sur les motifs de coalescence impliqués dans le crissement de frein

Guillaume Fritz, Jean-Jacques Sinou, Jean-Marc Duffal, Louis Jézéquel

► **To cite this version:**

Guillaume Fritz, Jean-Jacques Sinou, Jean-Marc Duffal, Louis Jézéquel. Effet de l'amortissement sur les motifs de coalescence impliqués dans le crissement de frein. 8e Colloque national en calcul des structures, CSMA, May 2007, Giens, France. hal-01487639

HAL Id: hal-01487639

<https://hal.science/hal-01487639>

Submitted on 12 Mar 2017

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Public Domain

Effet de l'amortissement sur les motifs de coalescence impliqués dans le crissement de frein

G. Fritz *** — **J.-J. Sinou** ** — **J.-M. Duffal** * — **L. Jézéquel** **

* Renault SAS, Direction des Technologies Automobile Avancées
Groupe Acoustique, 1 avenue du Golf, F- 78288 Guyancourt Cedex.
guillaume.fritz@renault.com

** Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes, UMR-CNRS 5513
Ecole Centrale de Lyon, 36 avenue Guy de Collongue, F-69134 Ecully Cedex.
jean-jacques.sinou@ec-lyon.fr

RÉSUMÉ. Le crissement de frein est un phénomène d'instabilité induit par frottement qui entre dans la catégorie des instabilités de flottement. La plupart des études tendent à montrer que l'amortissement est un paramètre clé dans la modélisation du crissement. Un modèle éléments finis du frein a été utilisé pour étudier l'effet de l'amortissement sur le phénomène de coalescence. Si les deux modes impliqués dans la coalescence sont également amortis, un "effet abaissant" qui tend à stabiliser le système est observé. Si les deux modes ne sont pas également amortis, des effets à la fois "abaissant" et "lissant" se produisent. Dans le cas d'un effet "lissant", l'ajout d'amortissement peut agir d'une manière non-intuitive en déstabilisant le système. Afin d'étudier plus en profondeur ces différents aspects, des zones de stabilité ont été tracées pour définir la configuration la plus stable vis à vis de la distribution d'amortissement.

ABSTRACT. Brake squeal is a friction induced instability phenomenon that belongs to the flutter instability class. Most studies tend to prove that damping is a key parameter in brake squeal modelling. A finite element model of the brake has been used to investigate the effects of damping on the coalescence patterns. If the two modes involved in the coalescence are equally damped, a "lowering effect" that tends to stabilize the system is observed. If the two modes are not equally damped, both "lowering" and "smoothing" effects occur. If the "smoothing effect" prevails, added damping may act in an unintuitive way by destabilizing the system. To further study this point, stability areas have been plotted to find the most stable configuration in terms of damping distribution.

MOTS-CLÉS : instabilité due au frottement, flottement, crissement de frein, amortissement.

KEYWORDS: friction-induced vibration, flutter, squeal noise, damping, dynamic.

1. Introduction

Le crissement est un bruit de frein très désagréable qui a fait l'objet de nombreux travaux (Kinkaid et al. 2003). Ce phénomène est considéré comme une instabilité vibratoire qui apparaît à la suite de la coalescence de deux modes par l'intermédiaire du frottement. Classiquement, les recherches menées sur le sujet visent dans un premier temps à prédire les jeux de paramètres pour lesquels le frein est stable. Ensuite, une recherche des niveaux vibratoires peut être envisagée lorsque le système est instable, cette dernière nécessitant très souvent la mise en place de méthodes non-linéaires afin d'étudier rapidement et à moindre coût l'influence de divers paramètres (Sinou et al. 2004).

Cependant, la plupart des chercheurs qui tentent de prédire le crissement de frein négligent l'amortissement, pensant que la situation non amortie correspond à la situation la plus pénalisante. Or des premières études théoriques menées sur des systèmes analytiques à quelques degrés de liberté, montrent que l'amortissement joue un rôle essentiel sur la stabilité du système (Hoffmann et Gaul 2003) et sur les mécanismes de coalescence des modes au point de bifurcation de Hopf (Sinou et Jézéquel 2007). Aussi, ces études démontrent que l'ajout d'amortissement structural peut déstabiliser un système. Des recherches récentes sur des modèles éléments finis de frein automobile ont permis de vérifier ce phénomène (Fritz et al. 2007).

L'étude qui suit se propose donc d'analyser en détail l'effet de l'amortissement lors de l'apparition d'une instabilité de flottement sur un frein automobile complet.

2. Modèle éléments finis du frein

Un système de freinage complet (plus de 500000 degrés de liberté), composé du porte-fusée, du moyeu, du disque, de la chape, de l'étrier et des plaquettes de frein, est modélisé par éléments finis (Figure 1). Des contacts frottants sont introduits au niveau des interfaces disque - plaquettes par l'intermédiaire de raideurs de contact et de la loi de Coulomb. Le système global est décrit par

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + (\mathbf{K}_S + \mu\mathbf{K}_F)\mathbf{u} = \mathbf{0} \quad [1]$$

où \mathbf{M} , \mathbf{C} et \mathbf{K}_S définissent les matrices de masse, d'amortissement et de raideur structurale. \mathbf{K}_F correspond à la matrice non-symétrique due au frottement. \mathbf{u} représente le vecteur de déplacement et μ le coefficient de frottement. Le système est ensuite projeté sur une base modale tronquée du système sans frottement

$$(\mathbf{I}s^2 + \mathbf{D}s + \mathbf{\Omega}^2 + \mu\mathbf{\Lambda}_F)\mathbf{\Gamma} = \mathbf{0} \quad [2]$$

où \mathbf{I} définit la matrice identité, \mathbf{D} et $\mathbf{\Lambda}_F$ les projections de \mathbf{C} et \mathbf{K}_F dans la base modale et $\mathbf{\Omega} = \text{diag}(\omega_1, \dots, \omega_n)$ (avec ω_i la $i^{\text{ème}}$ fréquence du système sans

frottement. La partie réelle des valeurs propres du système [2] détermine la stabilité des points d'équilibre du système de départ, la partie imaginaire donnant la fréquence associée. Un point d'équilibre est stable si la partie réelle de chacune des valeurs propres est négative, et instable dans le cas contraire.

3. Effet de l'amortissement sur les motifs de coalescence

L'équation [2] permet de calculer l'évolution des valeurs propres du système en fonction du coefficient de frottement. Dans le cas non-amorti, le résultat, présenté en Figure 2, illustre le phénomène de coalescence de modes. Deux modes, de fréquences distinctes à $\mu=0$, se rapprochent en fréquence jusqu'au point de coalescence. Au-delà, les deux modes ont la même fréquence et des parties réelles opposées. L'un est donc stable alors que l'autre est instable.

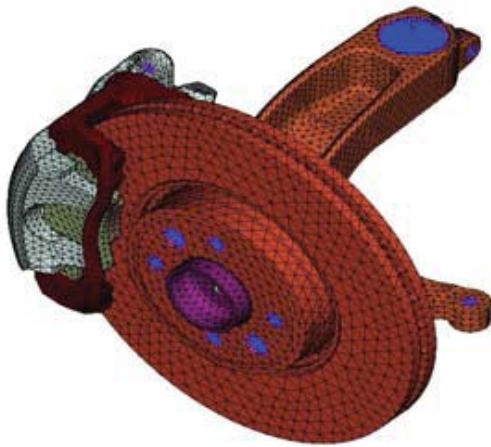


Figure 1. *Modèle éléments finis*

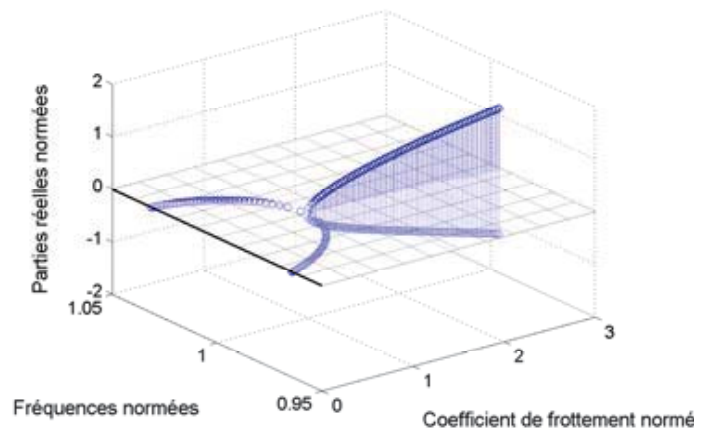


Figure 2. *Coalescence sans amortissement*

Afin de comprendre le rôle de l'amortissement sur la stabilité du système, les deux modes (le plus bas et le plus haut en fréquence) sont respectivement amortis des quantités d_1 et d_2 .

Lorsque les deux modes sont amortis de façon identique, les courbes de coalescence ont tendance à être décalées vers les parties réelles négatives, proportionnellement à la valeur de l'amortissement introduit. Cet effet, qualifié par Hoffmann et Gaul d'« abaissant » est décrit Figure 3 pour les trois cas définis dans le tableau 1. L'amortissement a donc ici un effet stabilisant car le point de bifurcation de Hopf est obtenu pour des valeurs plus élevées du coefficient de frottement (μ_c), comme indiqué dans le Tableau 1.

Lorsque les deux modes sont amortis de façon dissymétrique, outre l'effet « abaissant », un effet « lissant » est observé. Ce lissage apparaît à la fois pour l'évolution des fréquences et des parties réelles en fonction du coefficient de frottement. La Figure 4 montre que les parties réelles commencent à croître pour un coefficient de frottement inférieur au cas non amorti. Lorsqu'un des modes est faiblement amorti et que l'autre l'est fortement, l'ajout d'amortissement déstabilise

le système. Ceci est illustré en Figures 5 et 6, où nous voyons que l'augmentation de d_2 rend le système instable de façon anticipée. Le point de bifurcation de Hopf μ_c est alors obtenu pour une valeur du coefficient de frottement inférieure au cas non-amorti, comme indiqué dans le Tableau 1.

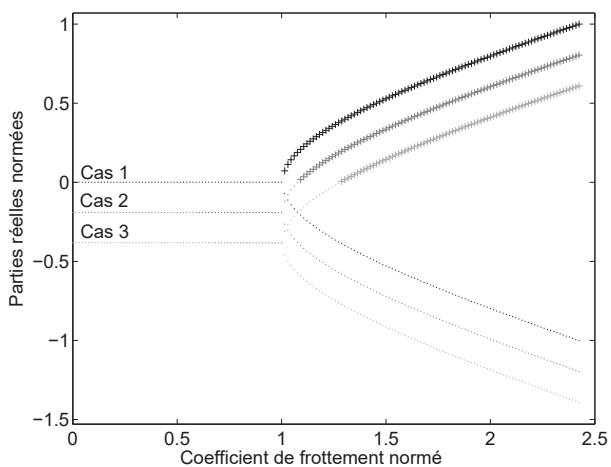


Figure 3. Cas iso-amorti

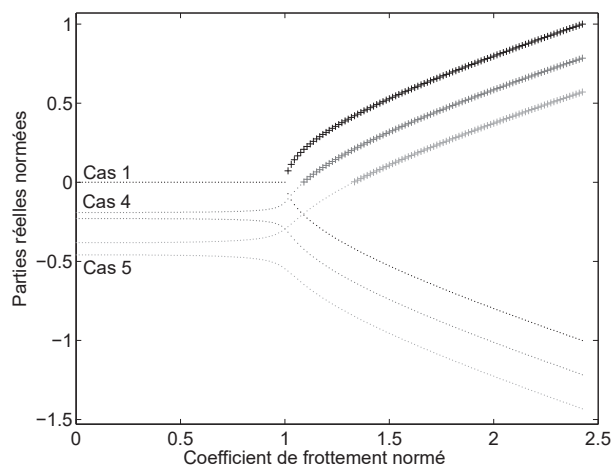


Figure 4. Cas non iso-amorti stabilisant

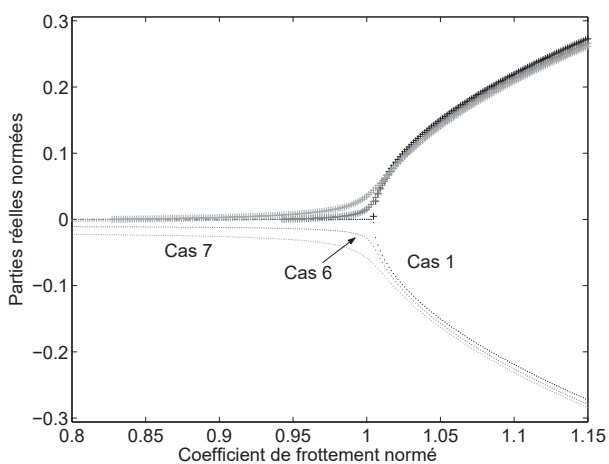


Figure 5. Effet déstabilisant

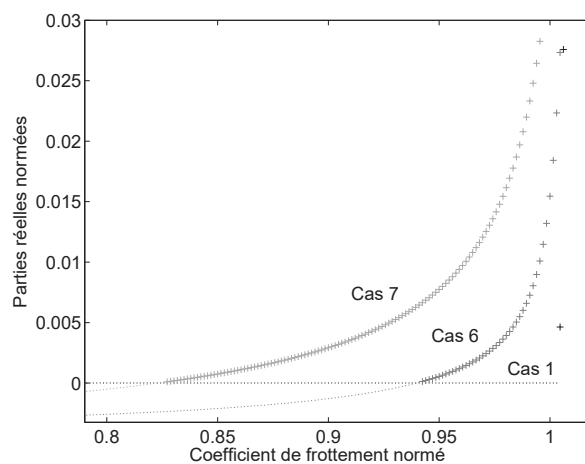


Figure 6. Zoom de l'effet déstabilisant

Situation	Cas	d_1	d_2	μ_c
Non-amorti	1	0	0	1.00
Iso-amorti	2	50	50	1.07
	3	100	100	1.27
Dissymétrie faible	4	50	60	1.07
	5	100	120	1.32
Dissymétrie forte	6	1	2.5	0.94
	7	1	5	0.82

Tableau 1. Valeur du point de bifurcation de Hopf μ_c fonction de l'amortissement

4. Effet de l'amortissement sur les zones de stabilité et les motifs de coalescence

Des plans d'expérience sont menés afin d'appréhender de façon plus approfondie l'effet de l'amortissement sur la stabilité du système. Comme illustré en Figure 7, la marge de stabilité est maximale pour le cas iso-amorti (pour un coefficient de frottement donné). Dans le cas de deux modes stables et instables non iso-amortis, l'effet déstabilisant de l'amortissement apparaît : ajouter de l'amortissement dans un système n'a donc pas forcément un effet stabilisant sur ce dernier. Ceci est confirmé en Figure 8 où on observe que la configuration qui maximise la plage de stabilité vis-à-vis du coefficient de frottement correspond à la zone d'iso-amortissement, conformément aux résultats obtenus par Sinou et Jézéquel.

Le motif de coalescence et le phénomène d'inversion des deux modes stable et instable décrit dans (Sinou et Jézéquel, 2003) sont illustrés en Figure 9 (fonction de d_1 et d_2 pour un coefficient de frottement μ donné) et en Figure 10 (fonction de d_2/d_1 et du coefficient de frottement μ pour $d_1=1$). Dans le cas non-iso-amorti, le mode « potentiellement le plus instable » (c.a.d dont la partie réelle est la plus élevée) correspond soit au mode le plus bas en fréquence, soit au mode le plus haut en fréquence, suivant l'amortissement introduit dans le système. Le mode qui devient alors instable correspond à celui qui est le moins amorti. Ainsi, lorsque les deux modes sont iso-amortis, une inversion de stabilité des deux modes apparaît, ce qui se traduit alors par une variation « brutale » de la fréquence d'instabilité du système.

5. Conclusion

L'amortissement joue un rôle essentiel sur le crissement des freins automobile. Suivant la répartition d'amortissement dans le système, ce dernier peut avoir un effet « abaissant » qui tend à stabiliser le système, mais aussi un effet « abaissant-lissant » qui lui confère alors un caractère non-intuitif en déstabilisant le système.

Ainsi, les études de stabilité négligeant la prise en compte de l'amortissement dans les systèmes mécaniques peuvent donner des estimations non fiables des zones de stabilité et de la valeur de la fréquence d'instabilité du système.

L'idée que l'ajout d'amortissement stabilise forcément un système mécanique constitue une erreur d'interprétation physique du rôle de l'amortissement. L'ajout d'amortissement peut être considéré comme étant une solution technologique envisageable pour stabiliser un système. Cependant, la répartition d'amortissement à introduire nécessite une étude approfondie afin d'éviter l'effet déstabilisant de l'amortissement. Un iso-amortissement des modes stable et instable qui coalescent permet de maximiser la stabilité du système physique.

De plus, les calculs de niveaux vibratoires qui sont généralement réalisés lorsque le système est instable ne peuvent être envisagés si la répartition d'amortissement dans le système n'a pas été préalablement clairement identifiée.

6. Bibliographie

Fritz G., Sinou J-J., J-M. Duffal and L. Jézéquel, « Effects of damping on brake squeal coalescence patterns - application on a finite element model », Mechanics Research Communications, vol. 34, 2007, p. 181–190.

Hoffmann N., Gaul L. « Effects of damping on mode-coupling instability in friction induced oscillations ». ZAMM Z. Angew. Math. Mech. Vol. 83, n° 8, 2003, p. 524-534.

Kinkaid N.M., O'Reilly O.M., et Papadopoulos P., « Automotive disc brake squeal », Journal of Sound and Vibration, vol. 267, 2003, p. 105–166.

Sinou J-J., Jézéquel L., « Mode coupling instability in friction induced vibrations and its dependency on system parameters including damping », Journal of European Mechanics – A/Solids, vol 26, n°1, 2007, p.106-122.

Sinou J-J., Thouverez F., et Jézéquel L., « Methods to reduce non-linear mechanical systems for instability computation », Archives of Computational Methods in Engineering: State of the Art Reviews, vol. 11, n°3, 2004, p. 257-344.

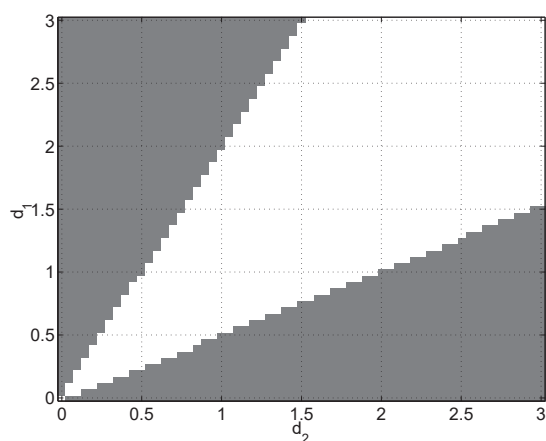


Figure 7. Zones de stabilité (d_1, d_2) (clair=stable, foncé=instable)

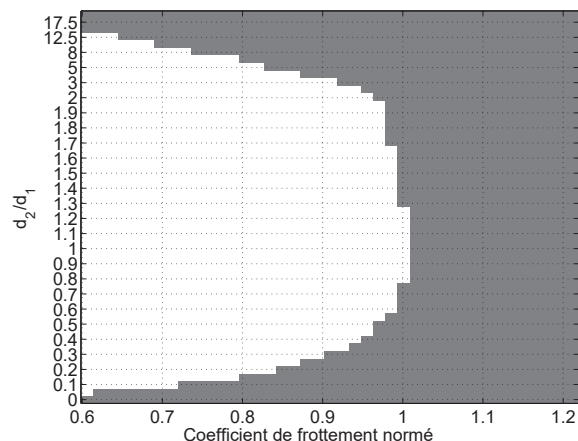


Figure 8. Zones de stabilité ($\mu_c, d_2/d_1$) (clair=stable, foncé=instable)

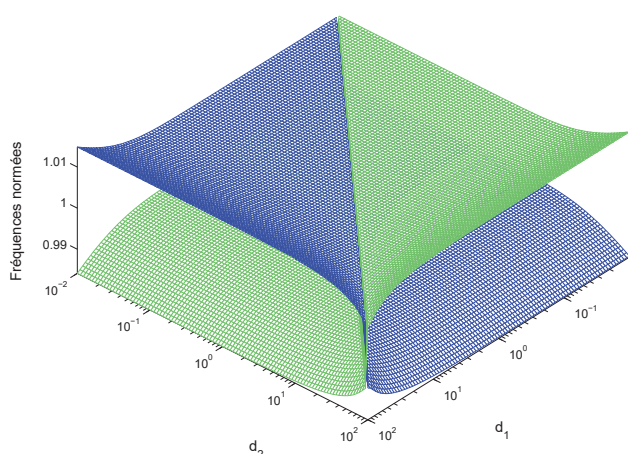


Figure 9. Coalescence croisée fonction de (d_1, d_2) (clair=stable, foncé=instable)

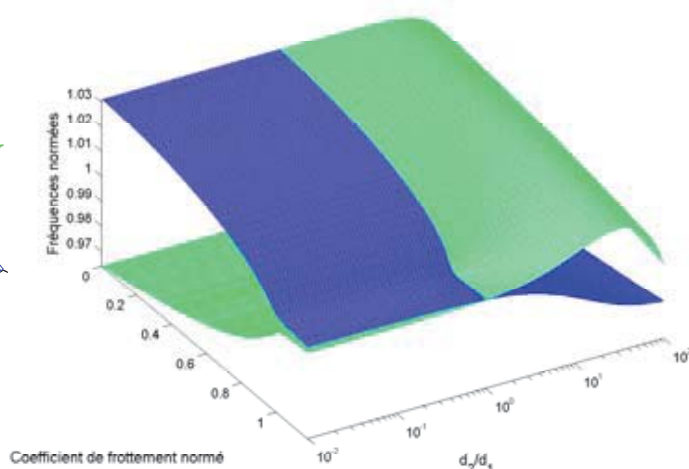


Figure 10. Coalescence croisée fonction de ($\mu_c, d_2/d_1$) (clair=stable, foncé=instable)